



TUGAS AKHIR - TM 141585

**PERANCANGAN RANGKA DAN LENGAN AYUN
*NARROW THREE WHEEL VEHICLE***

MAHENDRA SUKMA PERDHANA
NRP 2109 100 103

Dosen Pembimbing
Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM 141585

DESIGN OF CHASSIS AND SWING ARM OF NARROW THREE WHEEL VEHICLE

MAHENDRA SUKMA PERDHANA
NRP 2109 100 103

Academic Supervisor
Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015

PERANCANGAN RANGKA DAN LENGAN AYUN NARROW THREE WHEEL VEHICLE

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada**

**Bidang Studi Desain
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh :

**Mahendra Sukma Perdana
Nrp. 2109 100 103**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr.Eng.Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc.....(Pembimbing I)
2. Prof.Dr.Ing.I Made Londen Batan,M.Eng.....(Penguji I)
3. Moch.Solichin,ST.,MT.....(Penguji II)
4. Ir. Yusuf Kaelani,M.Sc.....(Penguji III)

**SURABAYA
Januari, 2015**

Perancangan Rangka dan Lengan Ayun *Narrow Three Wheel Vehicle*

Nama Mahasiswa :Mahendra Sukma Perdhana

NRP :2109100103

Jurusan :Teknik Mesin FTI-ITS

Dosen Pembimbing:Dr.Eng.Unggul Wasiwitono,ST,M.Eng.Sc.

ABSTRAK

Kemacetan yang semakin parah di jalanan perkotaan terjadi karena jumlah kendaraan yang semakin meningkat setiap tahun dan tidak diimbangi dengan pelebaran jalan yang memadai. Pada saat terjadi kemacetan pergerakan dari mobil sangat terbatas sementara untuk motor mampu bergerak lebih leluasa. Hal tersebut disebabkan oleh dimensi dari mobil yang lebih lebar dibandingkan motor. Namun mobil memiliki tingkat keamanan yang lebih tinggi dibandingkan motor.

Berdasarkan permasalahan tersebut maka dirancang sebuah kendaraan yang menggabungkan kelebihan yang dimiliki oleh mobil dan motor. *Narrow three wheel vehicle (NTWV)* adalah kendaraan yang merupakan gabungan dari mobil dan motor. Kendaraan ini mampu bermanuver dengan lincah seperti motor tetapi memiliki nilai keamanan yang lebih tinggi seperti mobil.

Pada tugas akhir kali dilakukan perancangan rangka dan lengan ayun *NTWV* dan dilakukan analisa gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan. Simulasi kekuatan rangka dan lengan ayun dilakukan dengan menggunakan *Solidworks*. Material yang digunakan untuk rangka adalah ASTM A220 dan material yang digunakan untuk lengan ayun adalah alumunium UNS A92014.

Kata Kunci : *narrow three wheel vehicle*, rangka, lengan ayun, *solidworks*.

Design of Chassis and Swing Arm of Narrow Three Wheel Vehicle

Student Name : Mahendra Sukma Perdhana
Student ID : 2109 100 103
Department : Mechanical Engineering
Academic Supervisor : Dr.Eng.Unggul Wasiwitono, ST,
M.Eng.Sc.

ABSTRACT

The traffic congestion on urban roads occur because of the number of vehicles is increasing every year and is not matched with adequate road widening. When congestion occurs, the movement of the car is very limited while the motorcycle is able to move more freely. It is caused by the dimensions of the car which is wider than the motorcycle. However, the car has a higher safety level than the motorcycle.

Based on that problems, it is designed a vehicle that combines the advantages possessed by the car and the motorcycle. Narrow three-wheel vehicle (NTWV) is a vehicle which is a combination of car and motorcycle. This vehicle is able to maneuver as good as a motorcycle but has a higher safety value just like a car.

The aim of this final project is to design the chassis and swing arm of NTWV by analyzing the forces acting on the vehicle. The stress simulation of chassis and swing arm is done by using Solidworks. The material used for the chassis is ASTM A220 and the material used for aluminum swing arm is UNS A92014.

Keyword: narrow three wheel vehicle, chassis, swing arm, solidworks.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT yang tiada henti memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis mampu menyelesaikan tugas akhir dengan judul **Perancangan Rangka dan Lengan Ayun Narrow Three Wheel Vehicle**. Pada kesempatan ini penulis bermaksud untuk mengucapkan terima kasih kepada :

1. Kedua orang tua penulis dan seluruh anggota keluarga yang telah memberikan dukungan penuh terhadap penulis.
2. Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc selaku dosen pembimbing tugas akhir ini. Terima kasih untuk semua bimbingan dan pengarahan yang telah diberikan kepada penulis pada pengerjaan tugas akhir ini.
3. Seluruh teman-teman penulis, mulai dari teman-teman masa kecil, teman-teman SMA, hingga teman-teman yang baru dikenal oleh penulis saat kuliah di teknik mesin ITS.
4. Seluruh teman-teman penulis, mulai dari teman-teman masa kecil, teman-teman SMA, hingga teman-teman yang baru dikenal oleh penulis saat kuliah di teknik mesin ITS.
5. Seluruh pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.

Penulis sadar bahwa penulisan tugas akhir ini memiliki banyak kekurangan, untuk itu kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi perbaikan dan kesempurnaan tugas akhir ini. Semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat.

Surabaya, Januari 2015

Penulis

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

JUDUL	
ABSTRAK	
ABSTRACT	
LEMBAR PENGESAHAN	
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR TABEL	vii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Tujuan Penelitian	3
1.4. Batasan Masalah	3
1.5. Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Perkembangan Kendaraan Roda Tiga	5
2.2 Rangka Kendaraan	8
2.3 Analisa Gaya yang Bekerja pada Kendaraan	8
2.3.1 Gaya Statis	9
2.3.2 Gaya Dorong Kendaraan	10
2.3.3 Lateral Transfer Load	10
2.3.4 Longitudinal Transfer Load	12
2.4 Analisa Kegagalan	14
BAB III METODE PENELITIAN	17
3.1. Prosedur Penelitian	17
3.2. <i>Flowchart</i> Perancangan Struktur Rangka dan Lengan Ayun	17
BAB IV PERANCANGAN RANGKA DAN LENGAN AYUN	19
4.1 Rancangan Rangka dan Lengan Ayun Kendaraan	19
4.2 Material Rangka dan Lengan Ayun	21
4.3 Analisa <i>Letak Center of Gravity</i> Kendaraan	21
4.4 Analisa Gaya-Gaya yang Bekerja pada Kendaraan	23

4.4.1 Perhitungan Gaya Statis pada Kendaraan	23
4.4.2 Perhitungan Gaya Dorong pada Kendaraan	24
4.4.3 Perhitungan <i>Lateral Transfer Load</i> pada Kendaraan	25
4.4.4 Perhitungan <i>Longitudinal Transfer Load</i> pada Kendaraan	26
4.5 Simulasi Kekuatan Rangka dan Lengan Ayun	29
4.5.1 Simulasi Gaya Statis pada Rangka dan Lengan Ayun	29
4.5.2 Simulasi Gaya Dorong pada Rangka dan Lengan Ayun	32
4.5.3 Simulasi <i>Lateral Transfer Load</i> pada Rangka dan Lengan Ayun	35
4.5.4 Simulasi <i>Longitudinal Transfer Load</i> pada Rangka dan Lengan Ayun	37
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	43
5.1. Kesimpulan	43
5.2. Saran	43
DAFTAR PUSTAKA	45
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Spesifikasi rancangan <i>narrow three wheel vehicle</i>	22
-----------	---------------------------------------------------------------	----

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	BMW Clever, <i>NTWV</i> buatan Jerman	2
Gambar 2.1	(a) Skema kendaraan roda tiga konfigurasi delta dengan satu roda di depan	6
	(b) Skema kendaraan roda tiga konfigurasi tadpole dengan dua roda di depan	6
Gambar 2.2	Toyota i-Road, <i>narrow three wheel vehicle</i> buatan Jepang	7
Gambar 2.3	Gaya statis yang bekerja pada kendaraan	9
Gambar 2.4	Gaya yang bekerja ketika kendaraan <i>tilting</i>	11
Gambar 2.5	Gaya yang bekerja dan arah <i>load transfer</i> yang terjadi ketika kendaraan melakukan percepatan	13
Gambar 3.1	<i>Flowchart</i> perancangan rangka dan lengan ayun	17
Gambar 4.1	Rancangan <i>narrow three wheel vehicle</i>	19
Gambar 4.2	Rangka kendaraan pandangan <i>isometric</i>	20
Gambar 4.3	Lengan ayun kendaraan pandangan <i>isometric</i> ...	20
Gambar 4.4	Lokasi <i>center of gravity</i> kendaraan	21
Gambar 4.5	<i>Free body diagram</i> gaya berat yang bekerja pada kendaraan	24
Gambar 4.6	<i>Free body diagram</i> ketika kendaraan <i>tilting</i>	25
Gambar 4.7	<i>Free body diagram</i> <i>Load transfer</i> dan gaya reaksi kondisi percepatan	26
Gambar 4.8	Penempatan beban pada rangka dan lengan ayun untuk simulasi	29
Gambar 4.9	Pemindahan gaya reaksi roda depan pada tumpuan suspensi	30
Gambar 4.10	Pemindahan gaya reaksi roda belakang pada tumpuan suspensi	30
Gambar 4.11	Hasil simulasi gaya berat terhadap rangka	31
Gambar 4.12	Pemindahan gaya reaksi roda belakang pada tumpuan suspensi lengan ayun	32
Gambar 4.13	Hasil simulasi gaya reaksi roda belakang terhadap lengan ayun	32

Gambar 4.14	Pemindahan gaya dorong dan gaya reaksi roda belakang pada tumpuan suspensi rangka	33
Gambar 4.15	Hasil simulasi penambahan gaya dorong terhadap rangka	34
Gambar 4.16	Hasil simulasi penambahan gaya dorong terhadap lengan ayun	34
Gambar 4.17	Pemindahan gaya reaksi dan <i>cornering force</i> roda depan pada tumpuan suspensi	35
Gambar 4.18	(a) Hasil simulasi <i>lateral transfer load</i> terhadap rangka	36
	(b) Letak tegangan maksimum pada rangka	36
Gambar 4.19	Hasil simulasi <i>lateral transfer load</i> terhadap lengan ayun	37
Gambar 4.20	Hasil simulasi <i>longitudinal transfer load</i> kondisi percepatan terhadap rangka	39
Gambar 4.21	Hasil simulasi <i>longitudinal transfer load</i> kondisi percepatan terhadap lengan ayun	39
Gambar 4.22	(a) Hasil simulasi <i>longitudinal transfer load</i> kondisi perlambatan terhadap rangka	41
	(b) Letak tegangan maksimum pada rangka	41
Gambar 4.23	Hasil simulasi <i>longitudinal transfer load</i> kondisi percepatan terhadap lengan ayun	41

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Teknologi otomotif adalah teknologi mengenai transportasi darat yang menggunakan mesin. Seiring dengan perkembangan jaman dan kemajuan teknologi di segala bidang, maka harus ada inovasi di bidang teknologi otomotif untuk mengimbangi kehidupan yang lebih dinamis. Inovasi di bidang otomotif pada umumnya bertujuan untuk meningkatkan efisiensi kendaraan bermotor dengan tetap mempertimbangkan unsur keamanan. Secara umum ada dua jenis kendaraan bermotor untuk transportasi darat yaitu mobil dan sepeda motor. Sepeda motor adalah kendaraan roda dua yang memiliki kelebihan dalam hal manuver dan efisiensi. Hal ini disebabkan oleh ukuran yang lebih kecil dan berat yang lebih ringan dibandingkan dengan mobil. Namun motor memiliki tingkat keamanan yang rendah. Pada motor tidak ada konstruksi rangka atau *body* yang dapat melindungi pengendara ketika terjadi kecelakaan dan juga tidak dapat melindungi pengendara dari hujan dan panas matahari. Mobil adalah kendaraan dengan roda empat atau lebih yang memiliki kelebihan pada aspek keamanan. Pada mobil terdapat konstruksi rangka dan *body* yang dapat melindungi penumpang dari benturan. *Body* mobil juga dapat melindungi penumpang dari teriknya sinar matahari dan hujan. Namun di daerah perkotaan yang sering terjadi kemacetan lalu lintas, mengakibatkan mobil sulit melakukan manuver dan kurang efisien. Mobil memiliki dimensi yang lebih besar dibandingkan dengan sepeda motor, sehingga sulit untuk melakukan manuver dengan lincah. Mobil juga memiliki massa yang jauh lebih besar dibandingkan dengan sepeda motor sehingga kurang efisien karena membutuhkan penggerak dengan daya yang lebih besar. Maka dari itu muncul pemikiran bagaimana menggabungkan kelebihan yang dimiliki oleh sepeda motor dan mobil.

Narrow three wheel vehicle (NTWV) adalah salah satu inovasi di bidang otomotif. Konsep dari *NTWV* adalah membuat kendaraan yang mampu bermanuver dengan lincah seperti motor tetapi memiliki nilai keamanan yang lebih tinggi seperti mobil. *NTWV* seringkali dirancang dengan konsep kendaraan roda tiga dengan batasan panjang dan lebar tertentu sehingga biasa disebut *tilting three wheel vehicle*. *NTWV* adalah sebuah konsep mobil perkotaan masa depan sehingga sudah banyak penelitian mengenai mobil ini. Bahkan beberapa produsen otomotif sudah melakukan produksi untuk kendaraan ini. Salah satu contoh *narrow three wheel vehicle* adalah BMW Clever yang dapat dilihat pada gambar 1.1.



Gambar 1.1 BMW Clever, *NTWV* buatan Jerman.

Pada tugas akhir ini dilakukan perancangan rangka dan lengan ayun *NTWV*. Selain perhitungan beban yang bekerja pada rangka dan lengan ayun, pemilihan material juga sangat penting. Material yang digunakan harus mampu menahan semua beban yang bekerja pada rangka dan lengan ayun. Sehingga diharapkan mampu menghasilkan rancangan kendaraan yang lebih aman.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah pada tugas akhir ini adalah bagaimana menentukan material dan melakukan analisa kekuatan terhadap rangka dan lengan ayun *narrow three wheel vehicle*.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari tugas akhir ini adalah merancang rangka dan lengan ayun dengan cara menentukan material dan melakukan analisa kekuatan terhadap rangka dan lengan ayun *narrow three wheel vehicle*.

1.4 Batasan Masalah

Agar penulisan tugas akhir ini lebih terarah, maka perlu diberikan beberapa batasan masalah, antara lain:

- Lebar maksimum kendaraan : 978 mm.
- Panjang maksimum kendaraan : 2290 mm.
- Tinggi maksimum kendaraan : 1760 mm.
- Berat kosong maksimum kendaraan : 220 kg.
- Kapasitas penumpang : 2 orang.
- Kapasitas muat maksimum : 160 kg.
- *Tilting angle* maksimum kendaraan 30°.
- Kecepatan maksimum kendaraan 85 km/jam.
- Kendaraan berpengerak belakang.

1.5 Manfaat penelitian

Manfaat yang didapat dari tugas akhir ini adalah :

1. Menawarkan konsep alat transportasi baru untuk dapat dikembangkan di Indonesia.
2. Hasil dari penelitian ini dapat digunakan sebagai alternatif untuk perancangan kendaraan roda tiga.
3. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi otomotif.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Kemacetan yang semakin parah di jalanan perkotaan terjadi karena jumlah kendaraan yang semakin meningkat setiap tahun dan tidak diimbangi dengan pelebaran jalan yang memadai. Selain hal tersebut, fenomena di jalanan perkotaan menunjukkan bahwa sebagian pengguna kendaraan tidak efektif dalam memenuhi kapasitas penumpang kendaraan pribadi yang digunakan. Contohnya kendaraan jenis *Sport Utility Vehicle (SUV)* yang berkapasitas enam sampai delapan penumpang hanya digunakan untuk satu atau dua penumpang saja. Dimensi dan berat mobil yang besar dan kondisi jalanan yang macet mengakibatkan gerakan dari mobil menjadi sangat terbatas. Hal tersebut mengakibatkan pemborosan bahan bakar yang cukup tinggi sehingga penggunaan kendaraan tidak efisien.

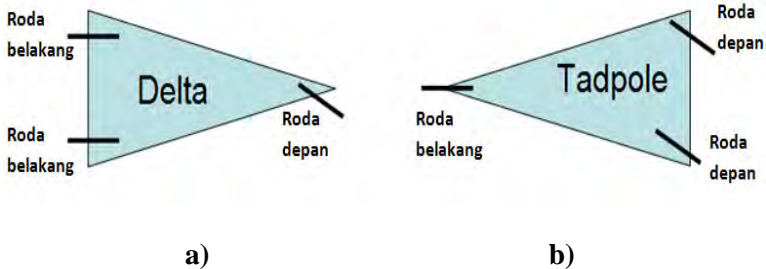
Salah satu solusi untuk mengatasi permasalahan seperti yang diuraikan di atas adalah dengan membuat kendaraan *narrow three wheel vehicle (NTWV)*. *NTWV* adalah salah satu inovasi di bidang otomotif untuk menggabungkan kelebihan yang dimiliki oleh motor dan mobil. Konsep dari *NTWV* adalah membuat kendaraan yang mampu bermanuver dengan lincah seperti motor tetapi memiliki tingkat kenyamanan dan keamanan yang lebih tinggi seperti mobil. Pada umumnya kendaraan tersebut dirancang dengan konfigurasi tiga roda. Kendaraan jenis ini diharapkan mampu menjadi kendaraan perkotaan di masa depan.

2.1 Perkembangan Kendaraan Roda Tiga

Kendaraan beroda tiga dianggap memiliki keunggulan yang merupakan kombinasi antara kendaraan roda dua dan roda empat. Konfigurasi kendaraan roda tiga sendiri ada dua macam seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1 yaitu konfigurasi Delta dengan satu roda di depan dan dua roda di

belakang dan konfigurasi *Tadpole (Reverse-trike)* dengan dua roda di depan dan satu roda di belakang. Setiap konfigurasi tersebut memiliki kelebihan dan kekurangan masing-masing. Kelebihan kendaraan roda tiga dengan konfigurasi *reverse trike* antara lain:^{[1][2]}

1. Konfigurasi *reverse-trike* memungkinkan desain bodi yang menyerupai tetesan air, sehingga dapat mengurangi gaya hambat angin (*aerodynamic drag*).
2. Tidak adanya komponen *differential*, *side shafts*, dan *drive shaft* membuat bobot mobil menjadi lebih ringan dapat membuat efisiensi transmisi menjadi lebih besar.
3. Struktur rangka dengan tiga *standing points* dapat meminimalkan beban puntir serta membuat struktur menjadi lebih ringan dan kuat.
4. Rangka yang lebih sederhana membuat biaya pembuatan menjadi lebih murah.
5. Bobot yang ringan membuat konsumsi bahan bakar menjadi lebih efisien.
6. Tingkat keamanan lebih besar dibandingkan kendaraan roda dua.



Gambar 2.1 a) Skema kendaraan roda tiga konfigurasi delta dengan satu roda di depan. **b)** Skema kendaraan roda tiga konfigurasi tadpole dengan dua roda di depan^[1]

Inovasi pada kendaraan roda tiga terus dikembangkan. Pada tahun 2013 salah satu perusahaan otomotif terbesar di dunia dari Jepang, Toyota Motor Corporation meluncurkan *narrow three wheel vehicle* pertama mereka dengan konfigurasi *reverse-trike* berkapasitas dua orang. *Narrow three wheel vehicle* berbeda dengan kendaraan roda tiga pada umumnya karena kendaraan tersebut memiliki kelebihan mampu *tilting* sehingga mampu bermanuver lebih baik dibandingkan kendaraan roda tiga biasa. Tujuan dari dibuatnya kendaraan ini adalah untuk mendapatkan kendaraan yang memiliki kenyamanan dan keamanan seperti mobil serta mampu bermanuver dengan baik seperti motor. Kendaraan tersebut diberi nama Toyota i – Road seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.2. Toyota i – Road menggunakan penggerak berupa motor listrik dengan sumber daya berupa baterai lithium-ion yang mampu menempuh jarak 50 km dengan sekali pengisian. Toyota i – Road memiliki panjang 2350 mm, lebar 850 mm, tinggi 1445 mm, dan *wheelbase* 1700 mm. Berat kosong dari Toyota i – Road adalah 300 kg.^[3]



Gambar 2.2 Toyota i – Road, *narrow three wheel vehicle* buatan Jepang.^[3]

Dalam perancangan sebuah kendaraan diperlukan struktur rangka yang kuat. Rangka yang kuat sangat diperlukan dalam sebuah kendaraan. Hal ini disebabkan oleh rangka yang berfungsi juga sebagai pelindung bagi penumpang. Pada tugas akhir ini akan dilakukan perancangan rangka kendaraan yang kuat dan mampu menahan beban yang bekerja pada rangka.

2.2 Rangka Kendaraan

Rangka adalah bagian dari kendaraan yang memiliki fungsi untuk mempertahankan bentuk dari kendaraan dan menahan beban yang bekerja pada kendaraan. Rangka juga berfungsi untuk melindungi penumpang dan sebagai mounting dari *engine*, *drivetrain*, *body*, dan komponen-komponen lain di kendaraan.^[4] Berdasarkan dengan fungsinya tersebut maka perancangan rangka kendaraan harus sangat memperhatikan unsur kekuatan. Rangka dikatakan gagal apabila ada bagian dari struktur rangka yang kehilangan fungsinya yaitu tidak mampu menahan beban. Untuk itu perlu dilakukan analisa gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan untuk mengetahui beban yang mampu diterima oleh rangka.

2.3 Analisa Gaya yang Bekerja pada Kendaraan

Letak *center of gravity* pada sebuah kendaraan sangat penting. *Center of gravity* merupakan pusat dari massa total kendaraan. Gaya berat kendaraan bekerja pada titik ini. Perhitungan *center of gravity* dapat dilakukan dengan cara penimbangan saat kendaraan berada pada kondisi datar dan miring untuk mendapatkan gaya reaksi dari roda depan dan belakang. Dengan menggunakan *software Solidworks* maka letak *center of gravity* dari suatu benda yang telah digambarkan dapat diketahui tanpa harus menghitung secara manual. Gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan meliputi gaya statis dan dinamis. Gaya statis adalah gaya berat sementara yang termasuk gaya dinamis

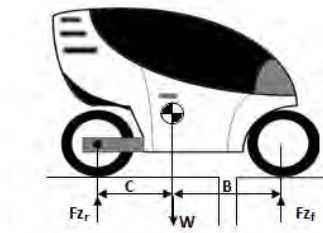
antara lain gaya dorong, *lateral transfer load*, dan *longitudinal transfer load*.

2.3.1 Gaya Statis

Gaya statis adalah gaya berat yang disebabkan oleh massa yang ada pada kendaraan. Secara umum massa pada kendaraan dibedakan menjadi dua yaitu *sprung masses* dan *unsprung masses*. *Sprung masses* adalah massa yang ada di kendaraan yang ditopang oleh suspensi. Bagian yang termasuk *sprung masses* pada kendaraan antara lain rangka, komponen powertrain, dan penumpang. Bagian yang termasuk *unsprung masses* antara lain suspensi, roda, *velg*, *hub*, lengan ayun dan komponen sistem pengereman. Besarnya gaya berat dirumuskan sebagai berikut:

$$W = \Sigma m_{sprung} \cdot g \quad (2.1)$$

Dimana W adalah gaya berat kendaraan, m_{sprung} adalah massa dari komponen *sprung masses* dan g adalah percepatan gravitasi bumi.



Gambar 2.3 Gaya statis yang bekerja pada kendaraan

Gaya berat pada kendaraan menimbulkan gaya reaksi pada setiap roda seperti pada gambar 2.3. Gaya berat akan didistribusikan ke roda depan dan belakang dengan nilai yang berbeda yang dipengaruhi oleh jarak *center of gravity* ke poros roda depan dan

belakang. Besarnya gaya normal pada roda dirumuskan sebagai berikut:

$$W_f = Fz_f = \frac{W.C}{L} \quad (2.2)$$

$$W_r = Fz_r = \frac{W.B}{L} \quad (2.3)$$

Dimana W_f adalah gaya berat pada roda depan, W_r adalah gaya berat pada roda belakang, Fz_f adalah gaya normal pada roda depan, Fz_r adalah gaya normal pada roda belakang, B adalah jarak sumbu roda depan terhadap *center of gravity*, C adalah jarak sumbu roda belakang terhadap CG, dan L adalah *Wheelbase*.

2.3.2 Gaya Dorong Kendaraan

Kendaraan untuk dapat bergerak maju atau mundur harus memiliki gaya dorong yang dihasilkan oleh *engine* kendaraan. Gaya dorong kendaraan juga umum disebut sebagai gaya traksi. Gaya dorong ini ditransformasikan dari torsi *engine* kendaraan kepada roda penggerak melalui sistem penggerak yang terdiri dari kopling, transmisi, differensial, dan poros penggerak.^[4] Gaya dorong pada roda yang ditransformasikan dari torsi mesin kendaraan dapat dirumuskan sebagai berikut:

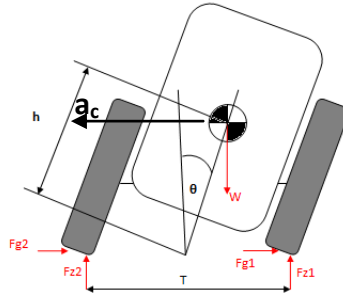
$$F_T = \frac{Me.i_t.i_d\eta_t}{r} \quad (2.4)$$

Dimana F_T adalah gaya dorong pada roda penggerak, Me adalah torsi keluaran dari *engine*, i_t adalah rasio *gear* transmisi, i_d rasio pada *final drive*, η_t adalah efisiensi transmisi yang bernilai 0,91 – 0,95 untuk posisi motor melintang, dan r adalah jari-jari roda.

2.3.3 Lateral Transfer Load

Lateral transfer load merupakan perpindahan beban yang terjadi akibat kendaraan melakukan gerakan belok. Untuk roda depan ketika kendaraan berbelok dan pada kondisi kritis yaitu

sesaat sebelum terjadi *rollover* maka beban dari kendaraan akan ditopang sepenuhnya oleh roda bagian luar. Hal tersebut disebabkan oleh arah percepatan sentrifugal yang berlawanan arah dengan arah belok kendaraan sehingga gaya reaksi pada roda bagian dalam adalah nol. Arah percepatan sentrifugal dan gaya-gaya yang bekerja ketika kendaraan *tilting* sesuai dengan yang ditunjukkan pada gambar 2.4. Gaya normal pada roda disebabkan oleh gaya berat kendaraan, sementara *cornering force* disebabkan oleh gaya sentrifugal. Besarnya percepatan sentrifugal merupakan fungsi dari dimensi kendaraan dan *tilting angle*.^[5]



Gambar 2.4 Gaya yang bekerja ketika kendaraan *tilting*.^[5]

Besarnya gaya reaksi ketika kendaraan *tilting* dirumuskan sebagai berikut:

$$F_{z2} = W_f \quad (2.5)$$

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R} = m \cdot a_c \quad (2.6)$$

$$a_c = \frac{g \cdot (h \sin \theta + \frac{T}{2})}{h \cos \theta} \quad (2.7)$$

$$F_c = F_{g2} = m \cdot \frac{g \cdot (h \sin \theta + \frac{T}{2})}{h \cos \theta} \quad (2.8)$$

Dimana Fz_2 adalah gaya normal pada roda 2, W_f adalah gaya berat pada roda depan, F_c adalah gaya sentrifugal, m adalah massa kendaraan, V adalah kecepatan kendaraan, R adalah radius belok kendaraan, a_c adalah percepatan sentrifugal, Fg_2 adalah *cornering force*, g adalah percepatan gravitasi, h adalah tinggi *center of gravity* dari *ground*, T adalah *track width*, dan θ adalah *tilting angle*.

Besarnya gaya reaksi pada roda bagian dalam yaitu Fg_1 dan Fz_1 adalah nol. Untuk roda belakang karena jumlahnya hanya satu maka besarnya gaya reaksi pada roda belakang dirumuskan sebagai berikut:

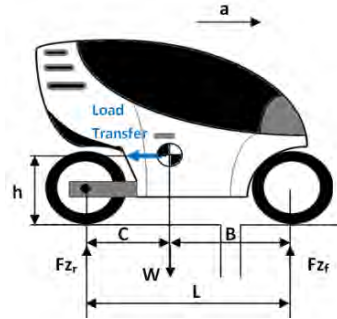
$$Fz_r = W_r \quad (2.9)$$

$$Fg_r = m \cdot \frac{g \cdot h \sin \theta}{h \cos \theta} \quad (2.10)$$

Dimana Fz_r adalah gaya normal pada roda belakang, W_r adalah gaya berat pada roda belakang, Fg_2 adalah *cornering force* pada roda belakang, m adalah massa kendaraan, h adalah tinggi *center of gravity* dari *ground*, dan θ adalah *tilting angle*.

2.3.4 Longitudinal Transfer Load

Longitudinal Transfer Load merupakan perpindahan beban yang terjadi saat kendaraan melakukan percepatan atau pengereman. Distribusi beban yang diterima setiap roda adalah berbeda saat melakukan percepatan dan pengereman. Ketika melakukan percepatan beban yang diterima roda belakang lebih besar dibandingkan saat kondisi kendaraan diam karena terjadi *load transfer* ke arah belakang seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5. Sementara saat melakukan pengereman beban yang diterima roda depan lebih besar dibandingkan kondisi saat kendaraan diam karena terjadi *load transfer* ke arah depan.^[6]



Gambar 2.5 Gaya yang bekerja dan arah *load transfer* yang terjadi ketika kendaraan melakukan percepatan.

Besarnya gaya normal pada roda dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$Fz_f = m \cdot g \cdot \left(\frac{C}{L} \cos \theta + \frac{H}{L} \sin \theta \right) - m \cdot a \cdot \frac{H}{L} \quad (2.11)$$

$$Fz_r = m \cdot g \cdot \left(\frac{B}{L} \cos \theta + \frac{H}{L} \sin \theta \right) + m \cdot a \cdot \frac{H}{L} \quad (2.12)$$

Dimana Fz_f adalah gaya normal pada roda depan, Fz_r adalah gaya normal pada roda belakang, m adalah massa kendaraan, g adalah percepatan gravitasi, a adalah percepatan kendaraan, H adalah tinggi *center of gravity* dari *ground*, C adalah jarak sumbu roda belakang dari *center of gravity*, B adalah jarak sumbu roda depan dari *center of gravity*, L adalah *wheelbase*, θ adalah *grade angle* yang bernilai 0° saat kendaraan berjalan di jalan datar.

Besarnya percepatan kendaraan dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:^[7]

$$\Sigma F = m \cdot a \quad (2.13)$$

Dimana a adalah percepatan, m adalah massa total kendaraan, dan ΣF adalah gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan pada arah

longitudinal yang meliputi gaya dorong, gaya hambat angin, dan gaya hambat *rolling*. Besarnya ΣF dirumuskan sebagai berikut:^[7]

$$\Sigma F = F_T - F_D - F_{RL} \quad (2.14)$$

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A_f \cdot V^2 \quad (2.15)$$

$$F_{RL} = f_{rl} \cdot W \quad (2.16)$$

$$f_{rl} = 0,01 \left(1 + \frac{V}{147} \right) \quad (2.17)$$

Dimana F_T adalah gaya dorong kendaraan yang diperoleh pada persamaan 2.4, F_D adalah gaya hambat angin, F_{RL} adalah gaya hambat rolling, ρ adalah massa jenis udara, C_D adalah *coefficient of drag* kendaraan, A_f adalah *area frontal* kendaraan, V adalah kecepatan kendaraan, W adalah gaya berat kendaraan, dan f_{rl} adalah koefisien *rolling* yang besarnya dipengaruhi oleh kecepatan kendaraan.

Untuk mencari besarnya perlambatan dari kendaraan dilakukan dengan mengasumsikan kecepatan akhir kendaraan adalah nol dan kecepatan awal adalah kecepatan maksimal. Setelah itu diasumsikan juga berapa jarak tempuh kendaraan dari kecepatan maksimal menuju berhenti. Besarnya perlambatan kendaraan dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$Vt^2 = Vo^2 + 2as \quad (2.18)$$

Dimana Vt adalah kecepatan akhir kendaraan, Vo adalah kecepatan awal kendaraan, s adalah jarak yang ditempuh kendaraan, dan a adalah perlambatan.

2.4 Analisa Kegagalan

Selain melakukan analisa gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan, diperlukan juga analisa kegagalan untuk mengetahui

apakah material kuat menerima beban atau mengalami kegagalan. Suatu elemen mesin dinyatakan mengalami kegagalan karena menerima pembebanan apabila elemen tersebut tidak berfungsi dengan baik sesuai yang direncanakan. Beberapa kriteria telah dikemukakan untuk menyatakan kegagalan elemen mesin. Ada dua kriteria kegagalan akibat beban statik yaitu deformasi plastis dan patah (*fracture*). Deformasi plastis terjadi apabila material elemen mesin udah mengalami batas tegangan/regangan luluh (*yield*) dari material tersebut. Sementara itu patah terjadi apabila material menerima beban melebihi batas harga tegangan ijin maksimum material tersebut. Secara fisik material yang mengalami patah terbagi menjadi dua atau lebih.^[8]

Pada tugas akhir ini digunakan *Maximum Normal Stress Theory (MNST)* yang menyatakan bahwa kegagalan elemen mesin disebabkan oleh tegangan normal. Teori ini digunakan untuk analisa kegagalan pada perancangan rangka dan lengan ayun kali ini. Berdasarkan teori ini, kegagalan sebuah elemen mesin disebabkan oleh beban tarik dan tekan. Teori ini pada umumnya digunakan pada material yang relatif kuat menerima tegangan geser tetapi lemah ketika menerima beban tarik dan tekan. Besarnya tegangan normal yang diijinkan dapat dirumuskan sebagai berikut:^[8]

$$\sigma_{max} \leq \frac{S_{yp}}{N} \quad (2.19)$$

Dimana σ_{max} adalah tegangan normal maksimum, S_{yp} adalah *tensile yield strength* material, dan N adalah angka keamanan.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III

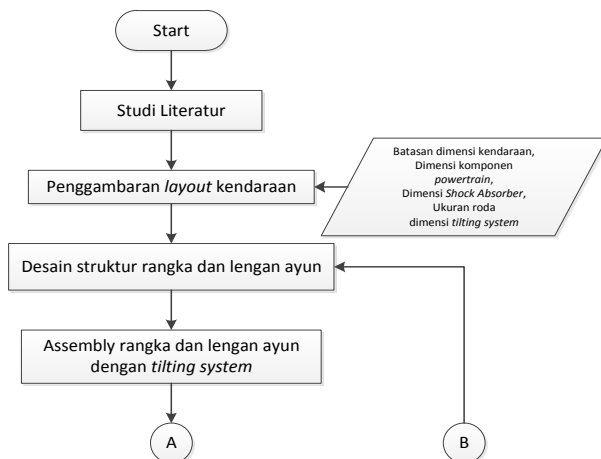
METODE PENELITIAN

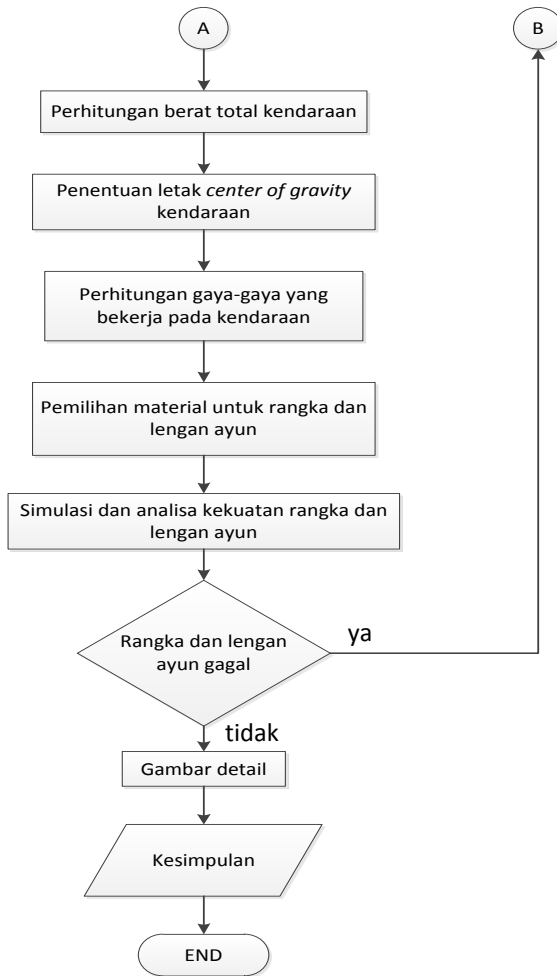
3.1 Prosedur Penelitian

Pada penelitian ini, prosedur penelitian dilakukan dengan beberapa tahapan yang akan dilakukan sebagai berikut:

- Tahap pertama adalah studi literatur tentang pengembangan dan penelitian mengenai berbagai macam *narrow three wheel vehicle* yang sudah ada beserta mekanisme *tilting* dari kendaraan tersebut.
- Tahap kedua adalah menentukan spesifikasi dari *narrow three wheel vehicle* yang akan dirancang.
- Tahap ketiga adalah melakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan pada beberapa kondisi.
- Tahap keempat adalah melakukan pemilihan material dan simulasi kekuatan dari rangka dan lengan ayun menggunakan *software Solidworks*.

3.2 Flowchart Perancangan Rangka dan Lengan Ayun





Gambar 3.1 *Flowchart* perancangan rangka dan lengan ayun.

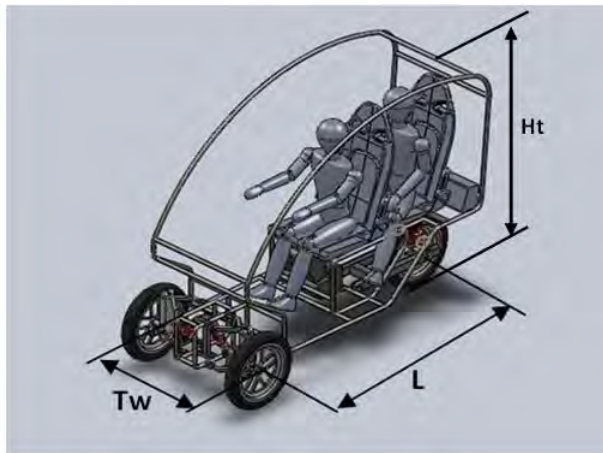
BAB IV

PERANCANGAN RANGKA DAN LENGAN AYUN

Pada penelitian ini dilakukan perancangan rangka dan lengan ayun *narrow three wheel vehicle*. Langkah pertama yang dilakukan adalah melakukan *assembly* kendaraan sehingga dapat diketahui berat dan letak *center of gravity* dari kendaraan. Setelah itu dilakukan analisa gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan dan simulasi untuk mengetahui apakah rangka aman atau mengalami kegagalan dalam menerima beban.

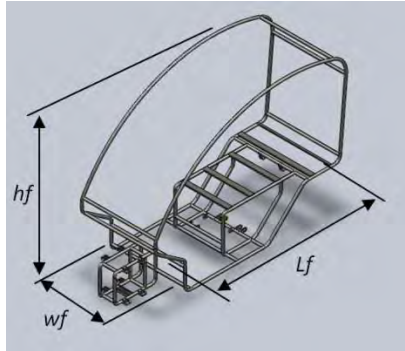
4.1 Rancangan Rangka dan Lengan Ayun Kendaraan

Narrow three wheel vehicle (NTWV) ini dirancang sebagai kendaraan roda tiga konfigurasi *reverse-trike* berkapasitas dua penumpang dengan posisi depan belakang. Perancangan kendaraan ini menggunakan *software Solidwork*. Rancangan *NTWV* ini dapat dilihat pada gambar 4.1.

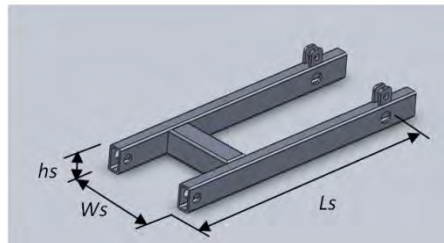


Gambar 4.1 Rancangan *narrow three wheel vehicle*.

Gambar rangka kendaraan dapat dilihat pada gambar 4.2 dan gambar lengan ayun dapat dilihat pada gambar 4.3



Gambar 4.2 Rangka kendaraan pandangan *isometric*.



Gambar 4.3 Lengan ayun kendaraan pandangan *isometric*.

Narrow three wheel vehicle memiliki batasan lebar sebesar 1000 mm dan panjang 3000 mm. Perancangan rangka dilakukan sesuai dengan batasan dimensi tersebut dan juga menyesuaikan dengan ukuran tubuh manusia. Rancangan rangka yang ditunjukkan pada gambar 2 memiliki panjang (L_f) 2200 mm, dengan lebar (w_f) 845 mm, dan tinggi (h_f) 1500 mm. Lebar dari lengan ayun menyesuaikan lebar roda yang digunakan, sementara untuk panjang lengan ayun menyesuaikan dimensi rangka. Untuk lengan ayun yang ditunjukkan pada gambar 3 memiliki dimensi

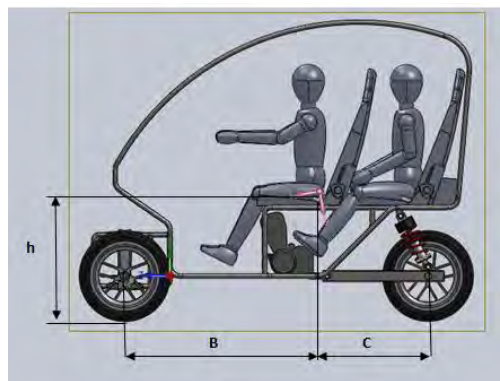
panjang 710 mm, lebar 255 mm, dan tinggi 65 mm. Rancangan dari rangka dan lengan ayun tersebut akan dilakukan *assembly* dengan komponen lainnya untuk mengetahui berat dan letak *center of gravity* kendaraan.

4.2 Material Rangka dan Lengan Ayun

Material yang digunakan untuk rangka adalah ASTM A220 dengan nilai tegangan ijin (S_y) = 551.580.000 N/m². ASTM A220 adalah jenis *cast iron* yang tersedia di pasaran dan dapat digunakan untuk membuat rangka kendaraan. Sedangkan material yang digunakan untuk lengan ayun adalah Aluminium UNS A92014 (Alumunium 2014-T4) dengan nilai S_y = 290.000.000 N/m². Alumunium UNS A9204 adalah jenis alumunium yang terdapat di pasaran biasa digunakan untuk membuat rangka maupun lengan ayun kendaraan.

4.3 Analisa Letak *Center of Gravity* Kendaraan

Dengan menggunakan tool *mass properties Solidworks* didapatkan massa total dan lokasi *center of gravity* (*cg*) dari kendaraan. Massa total kendaraan adalah sebesar 330 kg. Lokasi *cg* kendaraan ditunjukkan pada gambar 4.4.



Gambar 4.4 Lokasi *center of gravity* kendaraan.

Letak cg pada gambar 4.4 ditunjukkan dengan titik berwarna merah muda. Setelah itu dapat diketahui jarak cg terhadap sumbu poros roda depan (B) yaitu sebesar 1,14 m dan jarak terhadap sumbu poros roda belakang (C) adalah sebesar 0,636 m. Untuk tinggi cg terhadap ground (h) adalah sebesar 0,763 m. Letak cg tersebut digunakan untuk analisa gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan. Spesifikasi dari rancangan *NTWV* dapat dilihat pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Spesifikasi rancangan *narrow three wheel vehicle*.

Dimensi	
Panjang	2290 mm
Lebar	978 mm
Tinggi (Ht)	1760 mm
<i>Wheel base</i> (L)	1776 mm
<i>Track width</i> (Tw)	882 mm
Massa	
Massa Kendaraan	170 kg
Massa Penumpang	2 x 80 kg
Total massa	330 kg
<i>Engine</i>	
Torsi maksimum	13,8 N.m
Roda	
Jumlah	3
Jari-jari roda	264 mm
Jari-jari dinamis roda (r_{dyn})	258 mm

4.4 Analisa Gaya-Gaya yang Bekerja pada Kendaraan

Gaya-gaya yang pada *narrow three wheel vehicle* ini meliputi gaya statis dan gaya dinamis. Gaya statis hanya disebabkan oleh gaya berat. Untuk gaya-gaya dinamis antara lain adalah gaya dorong kendaraan, gaya ketika kendaraan tilting sehingga terjadi *lateral transfer load*, dan gaya ketika kendaraan melakukan percepatan atau perlambatan sehingga terjadi *longitudinal transfer load*. Gaya-gaya inilah yang akan digunakan untuk simulasi kekuatan rangka dan lengan ayun.

4.4.1 Perhitungan Gaya Statis pada Kendaraan

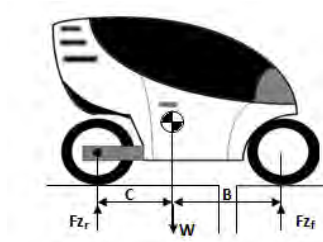
Gaya statis terjadi ketika kendaraan pada posisi diam. Gaya yang diterima oleh rangka hanya disebabkan oleh berat dari *sprung masses*. Bagian yang termasuk *sprung masses* adalah penumpang, *engine*, dan tangki bahan bakar. Gaya berat dari *sprung masses* adalah sebagai berikut:

$$W_{\text{penumpang}} = 2 \cdot m_{\text{penumpang}} \cdot g = 2 \cdot 80 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1569,6 \text{ N}$$

$$W_{\text{engine}} = m_{\text{engine}} \cdot g = 30 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 294,3 \text{ N}$$

$$W_{\text{tangki}} = m_{\text{tangki}} \cdot g = 14 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 137,34 \text{ N}$$

Untuk menghitung gaya reaksi pada roda depan dan belakang digunakan berat total kendaraan. Gambar gaya statis yang bekerja pada kendaraan dapat dilihat pada gambar 4.5.



Gambar 4.5 *Free body diagram* gaya berat yang bekerja pada kendaraan.

Gaya reaksi pada roda depan dan belakang adalah sebagai berikut:

$$\text{Roda depan} : Fz_f = \frac{W.C}{L} = \frac{330\text{kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,636\text{m}}{1,776\text{m}}$$

$$Fz_f = 1159,3 \text{ N.}$$

$$\text{Roda Belakang} : Fz_r = \frac{W.B}{L} = \frac{330\text{kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1,14\text{m}}{1,776\text{m}}$$

$$Fz_r = 2077,99 \text{ N.}$$

Besarnya nilai Fzf dibagi menjadi dua karena terdapat dua roda pada bagian depan sehingga roda depan kanan ($Fz1$) dan roda depan kiri ($Fz2$) masing-masing menerima gaya reaksi yang sama sebesar 579,65 N.

4.4.2 Perhitungan Gaya Dorong pada Kendaraan

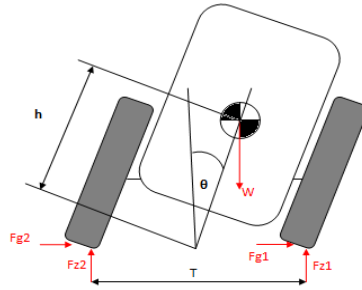
Engine yang digunakan memiliki torsi maksimum sebesar 13,8 N.m dan efisiensi sebesar 90%. Untuk rasio *drivetrain* dibagi menjadi tiga bagian yaitu rasio *clutch* sebesar 3,09, rasio pada pasangan *gear* pertama sebesar 2,55, dan rasio pada *final drive* sebesar 0,9. Radius dinamis dari kendaraan adalah 0,2588 m.

Dengan menggunakan data *input* tersebut maka besarnya gaya dorong adalah:

$$F_T = \frac{Me \cdot i_c \cdot i_g \cdot i_d \cdot \eta_t}{r_{dyn}} = \frac{13,8 N.m \cdot 3,092,553,310,9}{0,2588 m} = 1251,65 N.$$

4.4.3 Perhitungan *Lateral Transfer Load* pada Kendaraan

Free body diagram dari kendaraan ketika *tilting* dapat dilihat pada gambar 4.6. Nilai dari $Fz2$ dan $Fg2$ adalah 0.



Gambar 4.6 *Free body diagram* ketika kendaraan *tilting*.

Besarnya gaya reaksi pada roda depan akibat lateral transfer load adalah:

$$Fz_1 = Fz_f = 1159,3 N$$

$$Fg_1 = m \cdot \frac{g \cdot \left(h \sin \theta + \frac{T}{2} \right)}{h \cos \theta}$$

$$Fg_1 = 330 kg \cdot \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot \left(0,763 m \cdot 0,5 + \frac{0,882 m}{2} \right)}{0,763 m \cdot 0,866} = 4029,73 N$$

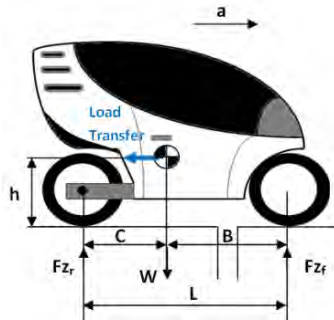
Besarnya gaya reaksi pada roda belakang akibat lateral transfer load adalah:

$$F_{Z_r} = 2077,99 \text{ N}$$

$$F_{g_r} = 330 \text{ kg} \cdot \frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot (0,763 \text{ m} \cdot 0,5)}{0,763 \text{ m} \cdot 0,866} = 1871,26 \text{ N}$$

4.4.4 Perhitungan Longitudinal Transfer Load pada Kendaraan

Free body diagram yang menggambarkan load transfer dan gaya reaksi pada roda saat kendaraan melakukan percepatan dapat dilihat pada gambar 4.7.



Gambar 4.7 *Free body diagram Load transfer* dan gaya reaksi kondisi percepatan.

Dengan nilai massa jenis udara $1,23 \text{ kg/m}^3$, frontal area dari kendaraan adalah $1,436 \text{ m}^2$, C_D sebesar $0,44$, dan kecepatan maksimum kendaraan 80 km/jam ($23,6 \text{ m/s}$) maka besarnya gaya hambat angin adalah sebagai berikut:

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A_f \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,23 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,44 \cdot 1,436 \text{ m}^2 \cdot \left(\frac{23,6 \text{ m}}{\text{s}} \right)^2$$

$$F_D = 216 \text{ N}$$

Besarnya gaya hambat rolling adalah sebagai berikut:

$$F_{rl} = 0,01 \left(1 + \frac{V}{147} \right) = 0,01 \left(1 + \frac{85}{147} \right) = 0,015 \text{ N}$$

Dengan nilai F_T sebesar 1251,65 N maka besarnya percepatan kendaraan adalah:

$$\Sigma F = F_T - F_D - F_{RL}$$

$$m \cdot a = 1251,65 \text{ N} - 216 \text{ N} - 0,015 \text{ N}$$

$$330 \text{ kg} \cdot a = 1035,6 \text{ N}$$

$$a = 3,13 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Besarnya gaya reaksi pada roda saat terjadi percepatan adalah:

$$F_{zf} = m \cdot g \cdot \frac{C}{L} - m \cdot a \cdot \frac{H}{L}$$

$$F_{zf} = 330 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{0,636 \text{ m}}{1,776 \text{ m}} - 330 \text{ kg} \cdot 3,13 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{0,763 \text{ m}}{1,776 \text{ m}}$$

$$F_{zf} = 705,36 \text{ N}$$

$$F_{zr} = m \cdot g \cdot \frac{B}{L} + m \cdot a \cdot \frac{H}{L}$$

$$F_{zr} = 330 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{1,14 \text{ m}}{1,776 \text{ m}} + 330 \text{ kg} \cdot 3,13 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{0,763 \text{ m}}{1,776 \text{ m}}$$

$$F_{zr} = 1635 \text{ N}$$

Besarnya nilai F_{zf} dibagi menjadi dua karena terdapat dua roda pada bagian depan sehingga roda depan kanan (F_{z1}) dan roda depan kiri (F_{z2}) masing-masing menerima gaya reaksi yang sama sebesar 352,68 N

Untuk mencari besarnya perlambatan maka ditentukan kendaraan melakukan pengereman dari kecepatan maksimum yaitu 85 km/jam (23,6 m/s) sampai berhenti dengan menempuh jarak pengereman sejauh 40 meter. Maka besarnya perlambatan adalah:

$$Vt^2 = Vo^2 + 2as$$

$$0 = (23,6 \frac{m}{s})^2 + 80. a$$

$$a = -6,96 \frac{m}{s^2}$$

Besarnya gaya reaksi pada roda saat terjadi perlambatan adalah:

$$Fz_f = m. g. \frac{C}{L} - m. a. \frac{H}{L}$$

$$Fz_f = 330kg. 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{0,636m}{1,776m} + 330kg. 7,825 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{0,763m}{1,776m}$$

$$Fz_f = 2268,3 N$$

$$Fz_r = m. g. \frac{B}{L} + m. a. \frac{H}{L}$$

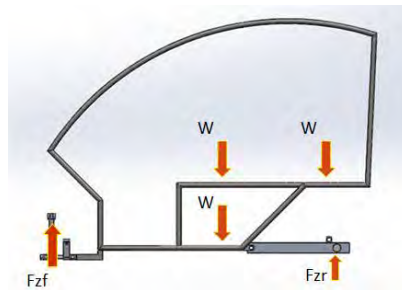
$$Fz_r = 330kg. 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{1,14m}{1,776m} - 330kg. 7,825 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{0,763m}{1,776m}$$

$$Fz_r = 969 N$$

Besarnya nilai Fz_f dibagi menjadi dua karena terdapat dua roda pada bagian depan sehingga roda depan kanan ($Fz1$) dan roda depan kiri ($Fz2$) masing-masing menerima gaya reaksi yang sama sebesar 1134,15 N.

4.5 Simulasi Kekuatan Rangka dan Lengan Ayun

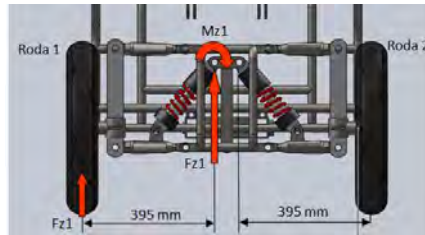
Simulasi kekuatan rangka dan lengan ayun dilakukan dengan memberikan gaya-gaya yang telah dihitung sebelumnya. Gaya-gaya tersebut ditempatkan pada rangka dan lengan ayun untuk mendapatkan tegangan terbesar yang terjadi pada rangka dan lengan ayun. Jika tegangan maksimum hasil simulasi bernilai lebih rendah dari tegangan ijin material (*yield strength*), maka rangka dan lengan ayun dikategorikan aman. Penempatan beban untuk simulasi sesuai pada gambar 4.8, beban ditunjukkan dengan anak panah berwarna oranye. Beban tersebut berupa berat sprung masses (W), gaya reaksi roda depan (F_{zf}), dan gaya reaksi roda belakang (F_{zr}).



Gambar 4.8 Penempatan beban pada rangka dan lengan ayun untuk simulasi.

4.5.1 Simulasi Gaya Statis pada Rangka dan Lengan Ayun

Gaya statis yang bekerja pada rangka adalah gaya berat dari *sprung masses*. Besarnya gaya berat *sprung masses* sesuai dengan perhitungan pada sub bab 4.3.1. Gaya berat tersebut dibebankan pada struktur rangka. Untuk pembebanan gaya reaksi pada roda depan harus dipindah ke tumpuan suspensi. Pemindahan gaya tersebut mengakibatkan tambahan adanya momen yang besarnya dipengaruhi oleh jarak. Pemindahan beban pada salah satu tumpuan suspensi dapat dilihat pada gambar 4.9.



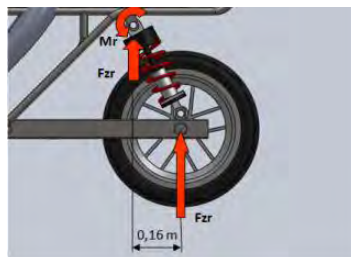
Gambar 4.9 Pemindahan gaya reaksi roda depan pada tumpuan suspensi.

Dengan nilai $Fz1$ 579,65 N maka penambahan momen pada tumpuan suspensi adalah sebesar:

$$Mz1 = Fz1 \cdot 0,395 \text{ m} = 579,65 \text{ N} \cdot 0,395 \text{ m} = 228,96 \text{ Nm}$$

Karena roda 2 memiliki jarak yang sama dengan roda 1 terhadap tengah roda, maka nilai $Fz2$ sama dengan nilai $Fz1$ dan nilai $Mz2$ sama dengan $Mz1$.

Untuk pembebanan gaya reaksi pada roda belakang harus dipindah ke tumpuan supensi rangka. Pemindahan gaya tersebut mengakibatkan tambahan adanya momen yang besarnya dipengaruhi oleh jarak. Pemindahan beban pada tumpuan suspensi dapat dilihat pada gambar 4.10.



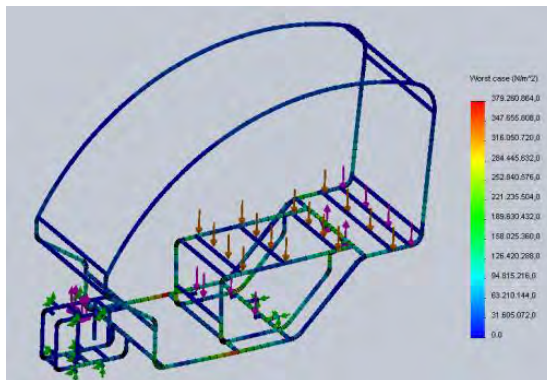
Gambar 4.10 Pemindahan gaya reaksi roda belakang pada tumpuan suspensi.

Dengan nilai F_{zr} sebesar 2077,9 N maka penambahan momen pada tumpuan suspensi rangka adalah sebesar:

$$M_r = F_{zr} \cdot 0,16 \text{ m} = 2077,9 \text{ N} \cdot 0,16 \text{ m} = 332,4 \text{ Nm}$$

Nilai dari F_{zr} dan M_r akan dibagi menjadi dua untuk ditempatkan pada setiap tumpuan suspensi rangka.

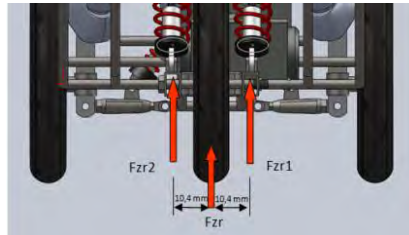
Hasil dari simulasi gaya statis terhadap rangka dapat dilihat pada gambar 4.11. Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar $379.860.864 \text{ N/m}^2$ yang terjadi pada bagian bawah rangka karena bagian bawah rangka tersebut menerima beban berat yang paling besar. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin ASTM A220 yang bernilai $551.580.000 \text{ N/m}^2$.



Gambar 4.11 Hasil simulasi gaya berat terhadap rangka.

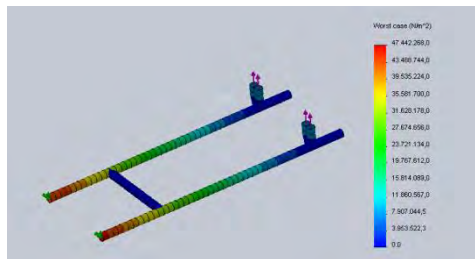
Gaya statis yang bekerja pada lengan ayun adalah gaya reaksi pada roda belakang yang disebabkan oleh berat total kendaraan. Besarnya gaya reaksi pada roda belakang (F_{zr}) tersebut sesuai dengan perhitungan pada sub bab 4.3.1. Gaya tersebut dipindahkan pada tumpuan suspensi lengan ayun. Pemindahan beban tersebut dapat dilihat pada gambar 4.12. F_{zr1} dan F_{zr2} memiliki jarak yang sama dari F_{zr} , sehingga gaya

tersebut dibagi menjadi dua dengan nilai yang sama. Besarnya F_{zr1} dan F_{zr2} masing-masing adalah 1038,9 N.



Gambar 4.12 Pemindahan gaya reaksi roda belakang pada tumpuan suspensi lengan ayun.

Hasil dari simulasi gaya reaksi roda belakang yang bekerja pada lengan ayun dapat dilihat pada gambar 4.13.



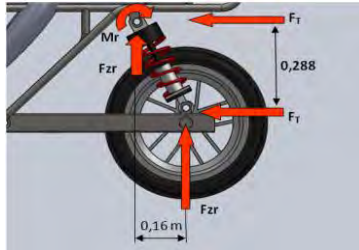
Gambar 4.13 Hasil simulasi gaya berat terhadap lengan ayun.

Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar 47.442.268 N/m² yang terjadi pada bagian depan lengan ayun. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin Aluminium UNS A92014 yang bernilai 290.000.000 N/m².

4.5.2 Simulasi Gaya Dorong pada Rangka dan Lengan Ayun

Besarnya gaya dorong yang digunakan pada simulasi ini sesuai dengan pembahasan pada sub bab 4.3.2. Penambahan gaya

dorong dilakukan pada tumpuan suspensi belakang rangka. Pemindahan beban tersebut dapat dilihat pada gambar 4.14. Gaya tersebut menghasilkan momen.



Gambar 4.14 Pemindahan dorong dan gaya reaksi roda belakang pada tumpuan suspensi rangka.

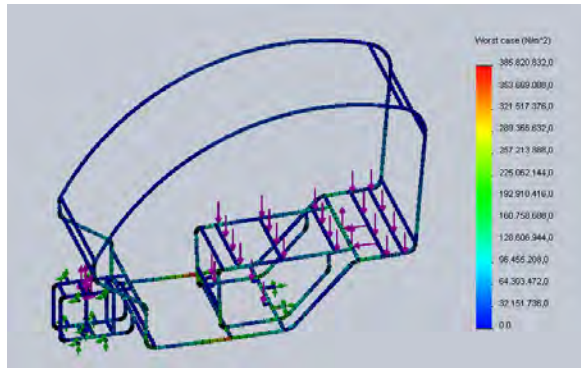
Dengan nilai F_T 1251,65 N dan F_{zr} 2077,9 N maka besarnya Mr adalah:

$$Mr = F_T \cdot 0,288m - F_{zr} \cdot 0,16m$$

$$Mr = 1251,65N \cdot 0,288m - 2077,9N \cdot 0,16m$$

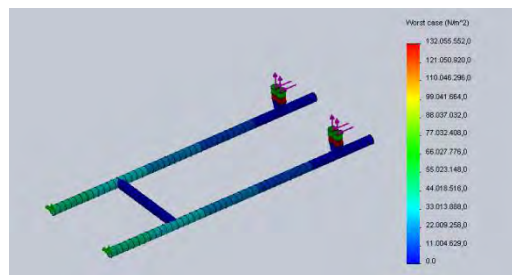
$$Mr = 28,15 Nm$$

Besarnya nilai F_T , F_{zr} , dan Mr dibagi menjadi dua dan ditempatkan pada tumpuan suspensi rangka untuk melakukan *running simulation*. Hasil dari simulasi penambahan gaya dorong terhadap rangka dapat dilihat pada gambar 4.15. Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar $385.820.832 \text{ N/m}^2$ yang terjadi pada bagian bawah rangka. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin ASTM A220 yang bernilai $551.580.000 \text{ N/m}^2$.



Gambar 4.15 Hasil simulasi penambahan gaya dorong terhadap rangka.

Pada lengan ayun diberikan beban berupa gaya reaksi roda belakang akibat beban statis dan penambahan gaya dorong. Besarnya gaya dorong tersebut sesuai dengan pembahasan pada sub bab 4.3.2. Penambahan gaya dorong dilakukan pada tumpuan suspensi dengan membagi nilai F_T menjadi dua dan diletakkan pada tumpuan suspensi lengan ayun. Hasil dari simulasi penambahan gaya dorong terhadap lengan ayun dapat dilihat pada gambar 4.16.

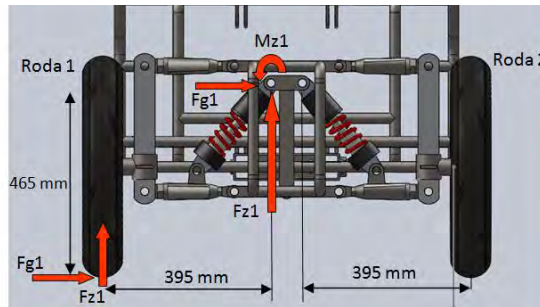


Gambar 4.16 Hasil simulasi penambahan gaya dorong terhadap lengan ayun.

Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar $132.055.552 \text{ N/m}^2$ yang terjadi pada bagian tumpuan suspensi karena pada bagian tersebut terdapat penambahan gaya dorong. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin Aluminium A92014 yang bernilai $290.000.000 \text{ N/m}^2$.

4.5.3 Simulasi *Lateral Transfer Load* pada Rangka dan Lengan Ayun

Gaya reaksi pada roda depan yang bekerja pada saat terjadi *lateral transfer load* hanya pada satu roda saja. Pada simulasi ini roda 1 mendapatkan beban sesuai dengan perhitungan pada sub bab 4.3.3. Gaya-gaya tersebut dipindahkan ke tumpuan suspensi. Pemindahan gaya tersebut mengakibatkan tambahan adanya momen yang besarnya dipengaruhi oleh jarak. Pemindahan beban pada salah satu tumpuan suspensi dapat dilihat pada gambar 4.17.



Gambar 4.17 Pemindahan gaya reaksi dan *cornering force* roda depan pada tumpuan suspensi.

Dengan nilai $Fz1$ sebesar $1159,3 \text{ N}$ dan $Fg1$ sebesar $4029,73 \text{ N}$, maka besarnya $Mz1$ adalah:

$$Mz1 = Fg1 \cdot 0,465 \text{ m} - Fz1 \cdot 0,395 \text{ m}$$

$$Mz1 = 4029,73 \text{ N} \cdot 0,465 \text{ m} - 1159,3 \text{ N} \cdot 0,395 \text{ m}$$

$$M_{z1} = 1415,92 \text{ Nm}$$

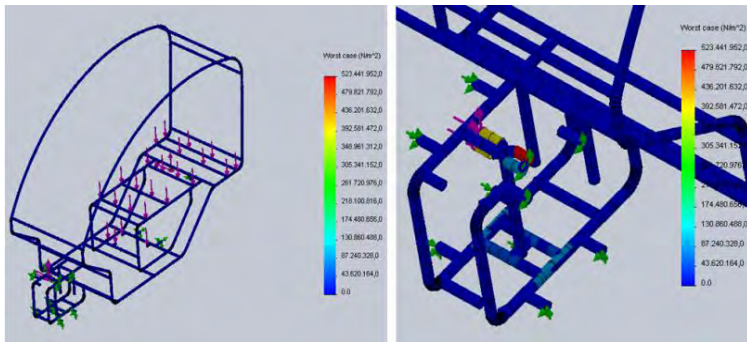
Untuk gaya reaksi pada roda belakang harus dipindah ke tumpuan suspensi rangka. Pemindahan gaya tersebut mengakibatkan tambahan adanya momen yang besarnya dipengaruhi oleh jarak. Pemindahan beban pada tumpuan suspensi sama seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.9. Dengan nilai F_{zr} sebesar 2077,9 N dan F_{gr} sebesar 1871,26 N, maka penambahan momen pada tumpuan suspensi rangka adalah sebesar:

$$M_r = F_{zr} \cdot 0,16 \text{ m} = 2077,9 \text{ N} \cdot 0,16 \text{ m} = 332,4 \text{ Nm}$$

Untuk penambahan momen akibat *cornering force* roda belakang adalah sebesar:

$$M_g = F_{gr} \cdot 0,628 \text{ m} = 1871,26 \text{ N} \cdot 0,628 \text{ m} = 1175,15 \text{ Nm}$$

Hasil dari simulasi *lateral transfer load* terhadap rangka dapat dilihat pada gambar 4.18.



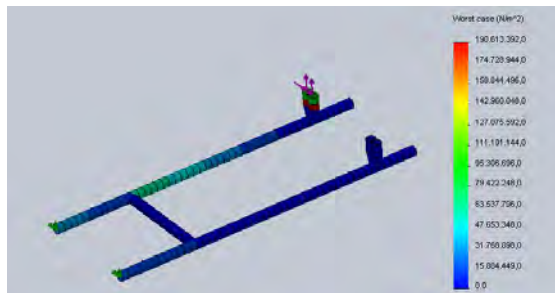
(a)

(b)

Gambar 4.18 (a) Hasil simulasi *lateral transfer load* terhadap rangka. (b) Letak tegangan maksimum pada rangka.

Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar $523.441.952 \text{ N/m}^2$ yang terjadi pada tumpuan suspensi depan karena pada bagian tersebut menerima gaya reaksi yang besar akibat perlambatan. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin ASTM A220 yang bernilai $551.580.000 \text{ N/m}^2$.

Lateral transfer load yang terjadi pada lengan ayun ditempatkan pada tumpuan suspensi. Beban yang diberikan pada lengan ayun adalah F_{zr} sebesar 2077,9 N dan F_{gr} sebesar 1871,26 N. Hasil dari simulasi *lateral transfer load* terhadap lengan ayun dapat dilihat pada gambar 4.19.



Gambar 4.19 Hasil simulasi *lateral transfer load* terhadap lengan ayun.

Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar $190.613.392 \text{ N/m}^2$ yang terjadi pada salah satu bagian tumpuan suspensi karena adanya gaya normal dan pembebanan ke arah samping. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin Aluminium UNS A9204 yang bernilai $290.000.000 \text{ N/m}^2$.

4.5.4 Simulasi *Longitudinal Transfer Load* pada Rangka dan Lengan Ayun

Simulasi untuk *longitudinal transfer load* dilakukan dua kali untuk percepatan dan perlambatan. Masing – masing kondisi memiliki gaya reaksi pada roda yang berbeda besarnya. Besarnya gaya reaksi pada roda sesuai perhitungan pada sub bab 4.3.4.

Untuk pembebanan gaya reaksi pada roda depan harus dipindah ke tumpuan suspensi. Pemindahan gaya tersebut mengakibatkan tambahan adanya momen yang besarnya dipengaruhi oleh jarak. Pemindahan beban pada salah satu tumpuan suspensi seperti pada gambar 4.8.

Pada kondisi percepatan dengan nilai $Fz1$ sebesar 352,68 N, maka penambahan momen pada tumpuan suspensi adalah sebagai berikut:

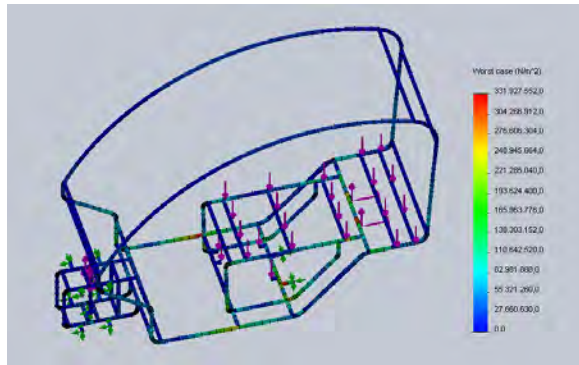
$$Mz1 = Fz1 \cdot 0,395 \text{ m} = 352,68 \text{ N} \cdot 0,395 \text{ m} = 138,52 \text{ Nm}$$

Karena roda 2 memiliki jarak yang sama dengan roda 1 terhadap tengah roda, maka nilai $Fz2$ sama dengan nilai $Fz1$ dan nilai $Mz2$ sama dengan $Mz1$. Untuk pembebanan gaya reaksi pada roda belakang harus dipindah ke tumpuan suspensi rangka. Pemindahan gaya tersebut mengakibatkan tambahan adanya momen yang besarnya dipengaruhi oleh jarak. Pemindahan beban pada tumpuan suspensi seperti pada gambar 4.9. Dengan nilai Fzr sebesar 1635 N maka penambahan momen pada tumpuan suspensi rangka adalah sebesar:

$$Mr = Fzr \cdot 0,16 \text{ m} = 1635 \text{ N} \cdot 0,16 \text{ m} = 261,6 \text{ Nm}$$

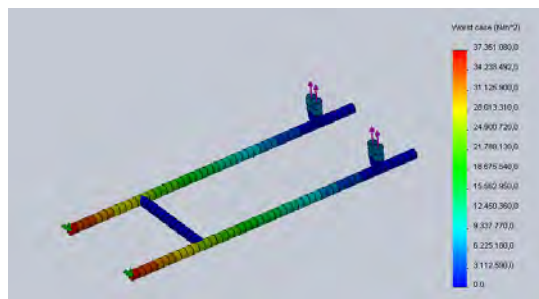
Nilai dari Fzr dan Mr akan dibagi menjadi dua untuk ditempatkan pada setiap tumpuan suspensi rangka.

Hasil dari simulasi *longitudinal transfer load* kondisi percepatan terhadap rangka dapat dilihat pada gambar 4.20. Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar 331.927.552 N/m² yang terjadi pada bagian bawah rangka. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin ASTM A220 yang bernilai 551.580.000 N/m².



Gambar 4.20 Hasil simulasi *longitudinal transfer load* kondisi percepatan terhadap rangka.

Besarnya gaya reaksi pada roda belakang (F_{zr}) akibat longitudinal transfer load kondisi percepatan adalah sebesar 1643,79 N. Gaya tersebut dipindahkan pada tumpuan suspensi lengan ayun. Pemindahan beban tersebut dapat dilihat pada gambar 4.11. F_{zr1} dan F_{zr2} memiliki jarak yang sama dari F_{zr} , sehingga gaya tersebut dibagi menjadi dua dengan nilai yang sama. Besarnya nilai F_{zr1} dan F_{zr2} masing-masing adalah 821,9 N. Hasil dari simulasi *longitudinal transfer load* kondisi percepatan terhadap lengan ayun dapat dilihat pada gambar 4.21.



Gambar 4.21 Hasil simulasi *longitudinal transfer load* kondisi percepatan terhadap lengan ayun.

Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar $37.350.080 \text{ N/m}^2$ yang terjadi pada bagian depan lengan ayun. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin Aluminium UNS A92014 yaitu $290.000.000 \text{ N/m}^2$.

Pada kondisi perlambatan dengan nilai $Fz1$ sebesar 1134,15 N, maka penambahan momen pada tumpuan suspensi adalah sebagai berikut:

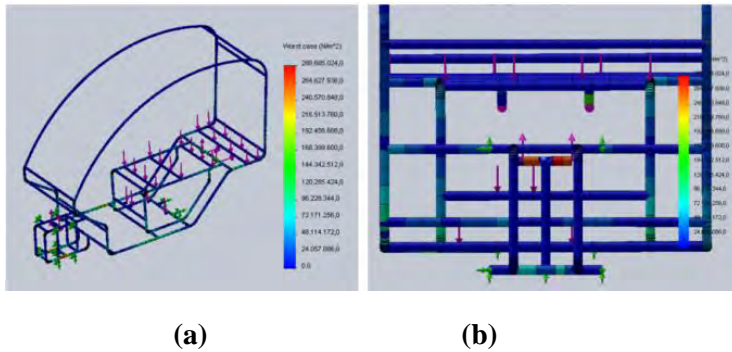
$$Mz1 = Fz1 \cdot 0,395 \text{ m} = 1134,15 \text{ N} \cdot 0,395 \text{ m} = 447,98 \text{ Nm}$$

Karena roda 2 memiliki jarak yang sama dengan roda 1 terhadap tengah roda, maka nilai $Fz2$ sama dengan nilai $Fz1$ dan nilai $Mz2$ sama dengan $Mz1$. Untuk pembebanan gaya reaksi pada roda belakang harus dipindah ke tumpuan suspensi rangka. Pemindahan gaya tersebut mengakibatkan tambahan adanya momen yang besarnya dipengaruhi oleh jarak. Pemindahan beban pada tumpuan suspensi seperti pada gambar 4.9. Dengan nilai Fzr sebesar 970,4 N maka penambahan momen pada tumpuan suspensi rangka adalah sebesar:

$$Mr = Fzr \cdot 0,16 \text{ m} = 969 \text{ N} \cdot 0,16 \text{ m} = 155,04 \text{ Nm}$$

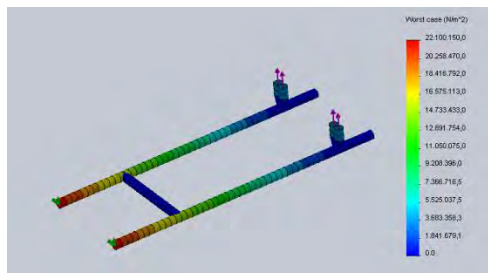
Nilai dari Fzr dan Mr akan dibagi menjadi dua untuk ditempatkan pada setiap tumpuan suspensi rangka.

Hasil dari simulasi *longitudinal transfer load* kondisi perlambatan terhadap rangka dapat dilihat pada gambar 4.22. Berdasarkan hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar $288.685.024 \text{ N/m}^2$ yang terjadi pada bagian tumpuan suspensi depan karena pada bagian tersebut menerima gaya reaksi yang besar akibat perlambatan. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin ASTM A220 yang bernilai $551.580.000 \text{ N/m}^2$.



Gambar 4.22 (a) Hasil simulasi *longitudinal transfer load* kondisi perlambatan terhadap rangka. **(b)** Letak tegangan maksimum pada rangka.

Besarnya gaya reaksi pada roda belakang (F_{zr}) akibat longitudinal transfer load kondisi percepatan adalah sebesar 970,21 N. Gaya tersebut dipindahkan pada tumpuan suspensi lengan ayun. Pemindahan beban tersebut dapat dilihat pada gambar 4.11. F_{zr1} dan F_{zr2} memiliki jarak yang sama dari F_{zr} , sehingga gaya tersebut dibagi menjadi dua dengan nilai yang sama. Besarnya nilai F_{zr1} dan F_{zr2} masing-masing adalah 485,1 N. Hasil dari simulasi *longitudinal transfer load* kondisi perlambatan terhadap lengan ayun dapat dilihat pada gambar 4.23.



Gambar 4.23 Hasil simulasi *longitudinal transfer load* kondisi perlambatan terhadap lengan ayun.

Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar 22.100.150 N/m² yang terjadi pada bagian depan lengan ayun. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin Aluminium UNS A92014 yang bernilai 290.000.000 N/m².

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

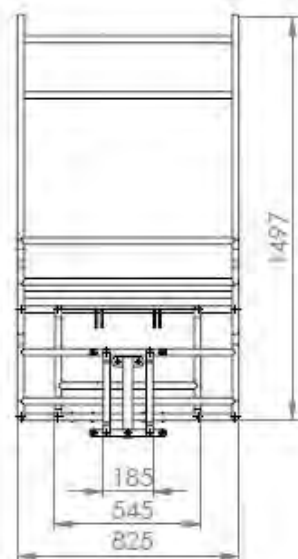
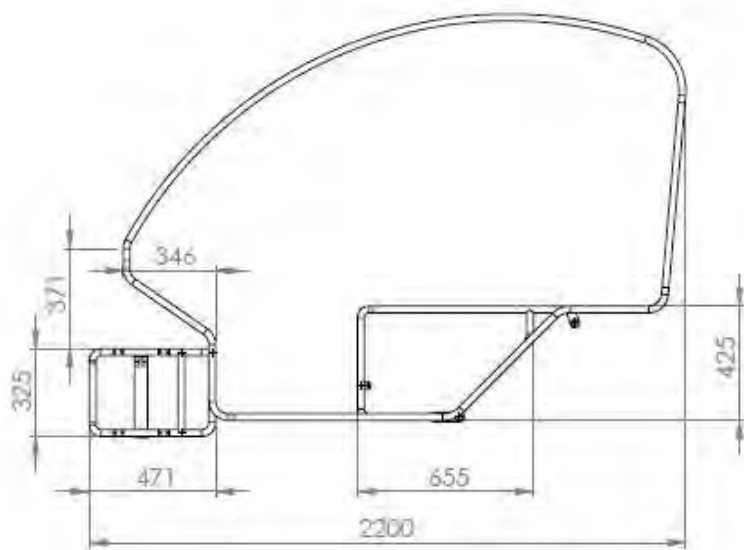
Dari perancangan rangka dan lengan ayun *narrow three wheel vehicle* didapatkan kesimpulan, material yang digunakan untuk rangka adalah baja ASTM A220 berbentuk silinder *hollow* diameter 25,4 mm dengan ketebalan 1 mm. Material yang digunakan untuk lengan ayun adalah aluminium UNS A92014 dengan ketebalan plat 5 mm. Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan, rangka dan lengan ayun dinyatakan aman dalam menerima beban maksimum sebesar 523.441.952 N/m² pada rangka dan sebesar 190.613.392 N/m² pada lengan ayun.

5.2 Saran

Pada penelitian ini masih terdapat banyak kekurangan sehingga ada beberapa saran yang dapat digunakan supaya penelitian menjadi lebih baik antara lain:

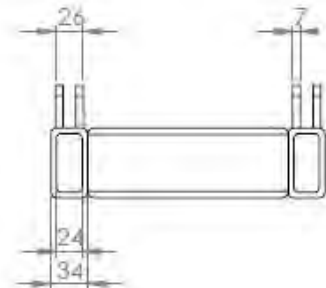
1. Perlu dilakukan analisa pada kondisi yang lebih *detail* seperti ketika kendaraan berbelok sekaligus *tilting*.
2. Perlu dilakukan perubahan ukuran dimensi dari bagian rangka yang mengalami tegangan terbesar.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



NO	NAME	SIGNATURE	DATE		
1	DESIGNER				
2	CHECKER				
3	APPROVER				
4	MGR.				
5	QA				
				MATERIAL	
				ASTM A220	
				WEIGHT: 30-400 gram	SIZE: mm

FILE		Lampiran gambar 01	
DWG NO.		chassis	
SCALE: 1:20		SHEET 1 OF 1	
		A5	



DAFTAR PUSTAKA

- [1] Wikipedia., “*Three Wheeler*”, <http://en.wikipedia.org/wiki/Three-wheeler.html>. (diakses 24 September 2014).
- [2] Riley, Robert Q., “*Dynamic Stability of Three-Wheeled Vehicles in Automotive-Type Applications*”, <http://www.rqriley.com/3-wheel.html>. (diakses 23 Oktober 2014).
- [3] Hillen, Brittany., “*Toyota i-Road Urban Tandem Two-Seater Vehicle Specs Detailed at CEATEC 2013*”, <http://www.slashgear.com>. (diakses 24 September 2014).
- [4] Sutantra, N. & Sampurno, B., “*Teknologi Otomotif*“, Guna Widya, Surabaya, 2010.
- [5] Berote, Johan J.H., “*Dynamics and Control of A Tilting Three Wheeled Vehicle*”, PhD thesis, University of Bath, Bath, United Kingdom, 2010.
- [6] Short, Michael., Pont, Michael J. & Huang, Qin., “*Simulation of Vehicle Longitudinal Dynamics*”, Technical Report, University of Leicester, Embedded Systems Laboratory, 2004, technical report series: ELS 04-01.
- [7] Gillespie, Thomas D., “*Fundamentals of Vehicle Dynamics*”, Society of Automotive Engineers Inc, Warrendale, PA, 1992.
- [8] Deutschman, Aaron D., “*Machine Design Theory and Practice*”, Macmillan Publishing Co, New York, 1975.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Mahendra Sukma Perdana dilahirkan di Kabupaten Jombang pada tanggal 2 Februari 1991. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Riwayat pendidikan penulis dimulai di TK Dharma Wanita Gresik (1995-1997), SDN Singosari I Gresik (1997-2003), SMPN 3 Gresik (2003-2006), SMAN 1 Gresik (2006-2009), dan dilanjutkan di Jurusan Teknik Mesin

Institut Teknologi Sepuluh Nopember melalui SNMPTN reguler.

Di Jurusan Teknik Mesin ini penulis mengambil bidang studi desain. Selama kuliah penulis mengikuti organisasi mahasiswa yang ada di jurusan yaitu Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) dan tergabung dalam divisi roda empat. Penulis juga aktif terlibat sebagai panitia kegiatan yang diselenggarakan oleh LBMM maupun Himpunan Mahasiswa Mesin.